

## ANÁLISE DO DESEMPENHO DE UMA BOMBA DE CALOR A CO<sub>2</sub> OPERANDO NO CICLO TRANSCRÍTICO

Dalila Maria Dutra Lima, dalilamdl@yahoo.com.br<sup>1</sup>

Luiz Machado, luizm@demec.ufmg.br<sup>1</sup>

Ricardo Nicolau Nassar Koury, koury@demec.ufmg.br<sup>1</sup>

Matheus de Mendonça Herzog, matheuserzog@yahoo.com.br<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Universidade Federal de Minas Gerais, Av. Antônio Carlos, 6627, CEP 31270-901, Campus Pampulha, Belo Horizonte, Minas Gerais,

**Resumo:** Bombas de calor são empregadas em diversas situações, tais como o aquecimento de ambientes em locais de inverno rigoroso, o aquecimento de água residencial, etc. Devido às crescentes preocupações com o aquecimento global, medidas estão sendo tomadas para diminuir as emissões de gases de efeito estufa na atmosfera da Terra. Por tais motivos, os fluidos sintéticos têm sofrido muitas restrições, e o uso de fluidos refrigerantes naturais tem aumentado. O dióxido de carbono é um desses fluidos naturais. O presente trabalho tem por objetivo analisar o comportamento do Coeficiente de Performance (COP) de uma bomba de calor operando com dióxido de carbono em condições transcricíticas. Um estudo comparativo é realizado sobre o desempenho de bombas de calor funcionando com o refrigerante tradicional R134a e o refrigerante alternativo dióxido de carbono (R744) para temperaturas ambientes de 10°C a 35°C. A metodologia utilizada neste trabalho foi baseada na simulação de sistemas de refrigeração que utilizam o ciclo transcricítico do dióxido de carbono operando em regime permanente e os cálculos do coeficiente de performance foram realizados através do software Engineering Equation Solver (EES). Os valores foram calculados para as pressões de 75 a 120 bares. O coeficiente de performance do sistema usando o R744 mostrou-se um pouco inferior ao do R134a. Estudos mostraram que o ciclo transcricítico do dióxido de carbono pode apresentar melhor desempenho com o uso de um trocador de calor intermediário, localizado entre o dispositivo de expansão e o trocador de calor a gás a jusante do compressor. O dispositivo de expansão da bomba de calor analisada foi um tubo capilar. Um modelo do tubo capilar para determinação da vazão de CO<sub>2</sub> também é apresentado neste trabalho.

**Palavras-chave:** bomba de calor, dióxido de carbono, coeficiente de performance

### 1. INTRODUÇÃO

O dióxido de carbono surgiu como fluido frigorífico no século XIX, proposto por Alexander Twining em 1850. Os sistemas de refrigeração usando esse fluido foram desenvolvidos a partir de então, tendo atingido o seu auge entre os anos de 1920 e 1930, segundo Cavallini et al (2007). Durante esse período, o dióxido de carbono foi muito empregado em sistemas de refrigeração de navios, enquanto a amônia era mais comum em sistemas frigoríficos terrestres. Com o surgimento dos refrigerantes halogenados, as aplicações do dióxido de carbono foram suprimidas.

Na década de 90 do século passado ressurgiram as discussões sobre o emprego do dióxido de carbono, devido às suas características de ODP (Potencial de Destruição do Ozônio) e GWP (Potencial de Aquecimento Global), como mostra Neksa (2002). O motivo para esse ressurgimento foi, principalmente, a eliminação e restrição do uso dos refrigerantes CFCs e HCFCs e também a redução do inventário de amônia em sistemas de refrigeração, amparados pelos protocolos de Montreal e Kyoto. O dióxido de carbono, a amônia e hidrocarbonetos, tais como o propano e o butano, são os chamados refrigerantes naturais. Apesar de terem sido considerados as opções mais indicadas para substituição dos fluidos sintéticos, muitos fluidos naturais possuem desvantagens como a toxicidade e a inflamabilidade. Uma vantagem do dióxido de carbono em relação a outros fluidos naturais é que ele não é tóxico, em pequenas quantidades, e não é inflamável. Além disso, a produção do dióxido de carbono é menos onerosa e poluidora do que aquela dos fluidos sintéticos. Assim, o impacto de obtenção do dióxido de carbono sobre o aquecimento da Terra é bastante reduzido. O uso do dióxido de carbono como fluido frigorífico pode reduzir em até 5% das emissões indiretas e em até 7% das emissões diretas desse mesmo fluido para a atmosfera.

Há duas linhas de pesquisas bem definidas sobre aplicações do dióxido de carbono atualmente: A primeira delas se concentra nos denominados ciclos transcricíticos e a segunda aplicação incide em ciclos denominados cascata. O ciclo termodinâmico transcricítico de um sistema de refrigeração ou bomba de calor por compressão de vapor é caracterizado

pela ausência de condensação, pois a pressão e as temperaturas no trocador de calor (resfriador de gás), localizado entre o compressor e o dispositivo de expansão, são superiores aos valores críticos (para o CO<sub>2</sub>, 74 bares e 31,1°C). Analisando o ciclo convencional de uma bomba de calor, observa-se que o COP deste sistema sofre um crescimento com o decréscimo da pressão no condensador (pressão de rejeição de calor). No ciclo transcrito com o dióxido de carbono, o COP apresenta uma variação não-monotônica com a pressão no resfriador de gás (pressão de rejeição de calor). Existe uma pressão ótima que maximiza o COP, sendo essa pressão uma função da temperatura do refrigerante na saída do resfriador de gás, da temperatura de evaporação e do desempenho do compressor.

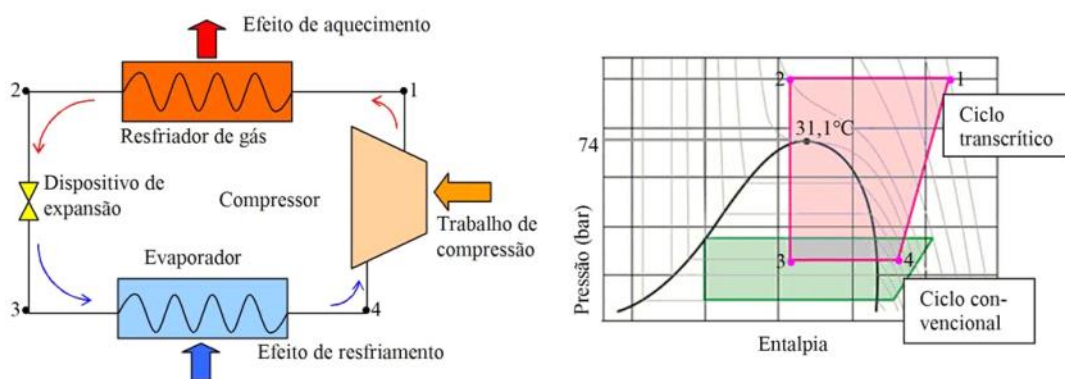
O trocador de calor extra, localizado entre o dispositivo de expansão e o trocador de calor a gás a jusante do compressor, permite a realização de um controle mais fino sobre o grau de superaquecimento na saída do evaporador, levando a um menor consumo de energia no compressor e a um aumento do COP do sistema.

O tubo capilar é o dispositivo de expansão mais simples utilizado em bombas de calor compactas. É um dispositivo de fácil construção. Porém, o fluxo em seu interior é de natureza complexa e inúmeras combinações de diâmetro interno e comprimento podem ser feitas a fim de se obter a restrição ao fluxo desejada como mostram Agrawal and Bhattacharyya (2008). Estudos recentes mostram que a utilização de tubos capilares leva a pressões de operação do resfriador de gás próximas às pressões ótimas que seriam obtidas com o uso de válvulas de expansão para várias temperaturas de entrada de água, sendo assim, o uso do tubo capilar como dispositivo de expansão permite o funcionamento ótimo de bombas de calor operadas com ciclo transcrito de CO<sub>2</sub> mesmo com variações pequenas das condições ambientais (Agrawal and Bhattacharyya, 2008). Dessa forma, torna-se interessante estudar o escoamento no interior do tubo capilar, uma vez que isso define as características construtivas do dispositivo levando a um bom projeto do mesmo, otimizando a pressão de operação do resfriador de gás que conduz à maximização do COP da bomba de calor. Neste trabalho, cálculos serão realizados para comprovar esse comportamento do ciclo transcrito do CO<sub>2</sub> e será elaborado um modelo matemático do tubo capilar para auxiliar no projeto deste dispositivo de expansão.

## 2. METODOLOGIA

Para analisar a variação do coeficiente de performance em função da pressão no resfriador de gás, e poder comparar o desempenho de bombas de calor funcionando com os refrigerantes R134a e R744, a metodologia proposta por Liao et al (2000) foi utilizada, que realizou simulações em sistemas de refrigeração operando com dióxido de carbono em condições transcriticas e em regime permanente. Nessas simulações, avaliou-se o COP de um equipamento de refrigeração para diferentes pressões de baixa (de evaporação). Já no presente trabalho, o COP de uma bomba de calor a CO<sub>2</sub>, operando no ciclo transcrito e em regime permanente, é avaliado para diferentes pressões no resfriador de gás (o que equivaleria à pressão de condensação em um ciclo padrão).

A figura 1 mostra o esquema da bomba de calor usada na análise deste trabalho e também o ciclo padrão (em verde) e o ciclo transcrito (em rosa) no diagrama pressão versus entalpia. Os valores da pressão crítica e da temperatura crítica do dióxido de carbono também estão indicados no gráfico. Na montagem, ao invés do condensador clássico utilizado por equipamentos que operam no ciclo padrão, a bomba de calor deste trabalho utiliza um resfriador de gás. Na figura 1, os estados do dióxido de carbono nas entradas e saídas dos componentes da bomba de calor foram representados por números, de forma que 1 representa o estado do fluido na entrada do resfriador de gás ou na descarga do compressor, 2 representa o estado do fluido na saída do resfriador de gás e na entrada do dispositivo de expansão, 3 indica o estado na saída desse dispositivo e na entrada do evaporador e 4 representa o estado na saída do evaporador e na aspiração do compressor. Os aportes de energia nestes componentes estão indicados na figura 1. Em especial, o módulo do trabalho por unidade de massa de CO<sub>2</sub> no compressor é dado  $(h_1 - h_2)$ , considerando uma compressão irreversível e adiabática, com rendimento isoentrópico de 70%, enquanto o módulo do calor por unidade de massa de CO<sub>2</sub> no resfriador de gás vale  $(h_1 - h_2)$ , onde  $h$  é a entalpia do CO<sub>2</sub>. Nas simulações apresentadas na próxima seção, os estados 1, 2, 3 e 4 foram fixados considerando uma temperatura de evaporação 10°C abaixo da temperatura ambiente, um grau de superaquecimento na saída do evaporador fixo e igual a 10°C e uma temperatura fixa e igual a 40°C na saída do resfriador de gás. A partir desses dados e de valores fixados para a pressão no resfriador de gás, foi possível determinar as entalpias do CO<sub>2</sub> nos estados supracitados e calcular os aportes de energia nos componentes da bomba de calor.



**Figura 1: Esquema da bomba de calor.**

Modelos matemáticos de tubos capilares vêm sendo extensivamente estudados nos últimos anos. Na maioria dos estudos, a caracterização do escoamento no tubo capilar é baseada no modelo homogêneo, onde se considera que os escoamentos das fases líquidas e gasosas ocorrem com a mesma velocidade (Agrawal and Bhattacharyya, 2008). Além disso, quase todos os estudos foram feitos com refrigerantes halocarbônicos e hidrocarbônicos (Agrawal and Bhattacharyya, 2008). Assim, estudos de expansão de CO<sub>2</sub> em tubo capilar que utilizam o modelo de fases separadas, modelo que descreve com mais exatidão o fenômeno físico que ocorre no interior de um tubo capilar, é de grande importância no cenário mundial, não só devido às questões ambientais, mas também devido à escassez de estudos deste tipo.

Gomes (2003) formulou um modelo matemático de um tubo capilar e validou seus resultados através de medições experimentais realizados em uma bomba de calor utilizando o fluido R134a. Neste trabalho, foi utilizado o modelo de fases separadas chegando a bons resultados e assim, utilizaremos este modelo adaptando-o para o CO<sub>2</sub>.

O modelo para o CO<sub>2</sub> admite as seguintes considerações e simplificações:

- Tubo capilar reto, horizontal, com diâmetro interno e rugosidade constantes.
- Escoamento unidimensional dentro do tubo capilar.
- Escoamento em regime permanente.
- Sistema em equilíbrio termodinâmico (livre de fenômenos de metaestabilidade).
- Expansão do fluido é adiabática.
- Fluido refrigerante considerado puro, sem contaminações.
- Perda de pressão na entrada e saída do tubo capilar desprezada.

Aplicando estas considerações às equações de conservação da massa, energia e quantidade de movimento obtêm-se:

$$dG = 0 \quad (1)$$

$$dh = 0 \quad (2)$$

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{fvG^2}{2d} - G^2 \frac{dv}{dz} \quad (3)$$

Onde  $G$  é a velocidade mássica,  $h$  é a entalpia,  $v$  é o volume específico,  $f$  é o fator de atrito,  $d$  é o diâmetro interno do tubo capilar,  $p$  é a pressão e  $z$  a direção do escoamento. A Equação (3) é calculada, para a região de escoamento monofásico, o fator de atrito,  $f$ , obtido de correlações publicadas por L. F. Moody em 1949, de acordo com o tipo de escoamento:

Para escoamento laminar ( $Re_l \leq 2300$ )

$$f = \frac{64}{Re_l} \quad (7)$$

Para escoamento em transição ( $2300 < Re_l \leq 10000$ )

$$f = \frac{0,3164}{Re_l^{0,25}} \quad (8)$$

Para escoamento turbulento ( $Re_l > 10000$ )

$$f = \frac{1}{[1,82 \log(Re_l) - 1,64]^2} \quad (9)$$

Onde  $\mu_l$  é a viscosidade do líquido e  $Re_l$  é o número de Reynolds do líquido, dado por:

$$Re_l = \frac{Gd}{\mu_l} \quad (10)$$

Para a região de escoamento bifásico, o coeficiente de atrito é calculado de acordo com o modelo de fases separadas, utilizando a correlação de Lockhart-Martinelli, dada pela equação:

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{f v_l (1-x)^2 G^2}{2d} \phi_l^2 \quad (11)$$

Onde  $x$  é o título em vapor e o fator  $\phi_l^2$  é utilizado para corrigir a perda de pressão devido à presença de fluido no estado vapor no escoamento e é dado por:

$$\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{\chi} + \frac{1}{\chi^2} \quad (12)$$

Onde  $\chi$  é o parâmetro de Martinelli dado por:

$$\chi = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (13)$$

Sendo  $\rho_v$  e  $\rho_l$  as densidades do vapor e do líquido, respectivamente, e  $\mu_v$  e  $\mu_l$  as viscosidade do vapor e do líquido, respectivamente.

O valor de C depende do tipo de escoamento da fase líquida e vapor de acordo com a Tab. (1).

**Tabela 1. Valores da constante C dependendo do regime de escoamento das partes líquida e vapor.**

Regime de Escoamento da Fase Líquida	Regime de Escoamento da Fase Vapor	Valor de C
Turbulento	Turbulento	20
Laminar	Turbulento	12
Turbulento	Laminar	10
Laminar	Laminar	5

Em relação ao modelo proposto por Gomes (2003), o modelo matemático para o tubo capilar de uma bomba de calor operando através de ciclo transcrito com R744 possui algumas adaptações. O tubo capilar é dividido em 3 partes conforme mostrado na Fig. (2). A região 1-2 é caracterizada pelo escoamento monofásico supercrítico, a região 2-3 é onde ocorre o escoamento monofásico transcrito e a região 3-4 se caracteriza por um escoamento monofásico subresfriado e a região 4-5 é caracterizado pelo escoamento bifásico subcrítico. O ponto 1 é à entrada do tubo capilar, o ponto 2 está sobre a curva de temperatura crítica acima da pressão crítica, o ponto 3 está abaixo da temperatura e pressão críticas, o ponto 4 está sobre a curva de líquido saturado e o ponto 5 é a saída do tubo capilar.

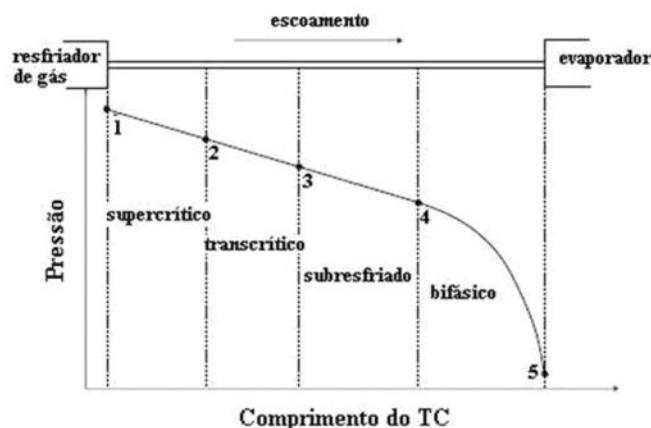


Figura 2: Divisão do Tubo Capilar

A estrutura de cálculo do modelo segue a seguinte lógica: A queda de pressão especificada na entrada de dados do modelo, através da diferença entre a pressão de operação do resfriador de gás e a pressões de evaporador é dividida em vários seguimentos de igual valor. A vazão mássica é estimada e, com auxílio das equações e correlações, as variações de comprimento são calculadas (em função da queda de pressão) para todos os segmentos de variação de pressão. Após esses cálculos, todas as variações de comprimento calculadas são somadas e comparadas com o comprimento real do tubo capilar (um dos dados de entrada do modelo). Caso os valores sejam próximos a ponto de satisfazer uma condição arbitrária, o modelo finaliza o cálculo, caso contrário, o valor da vazão mássica é corrigido e o cálculo é repetido até que a condição imposta seja satisfeita. A convergência do modelo utiliza o método de Newton-Raphson para corrigir a vazão mássica estimada até que o critério de convergência seja atingido. O modelo será validado por meio de 62 medidas efetuadas em um aparato experimental que simula uma bomba de calor operando com CO<sub>2</sub> em ciclo transcrito, apresentado por Da Silva et al (2009).

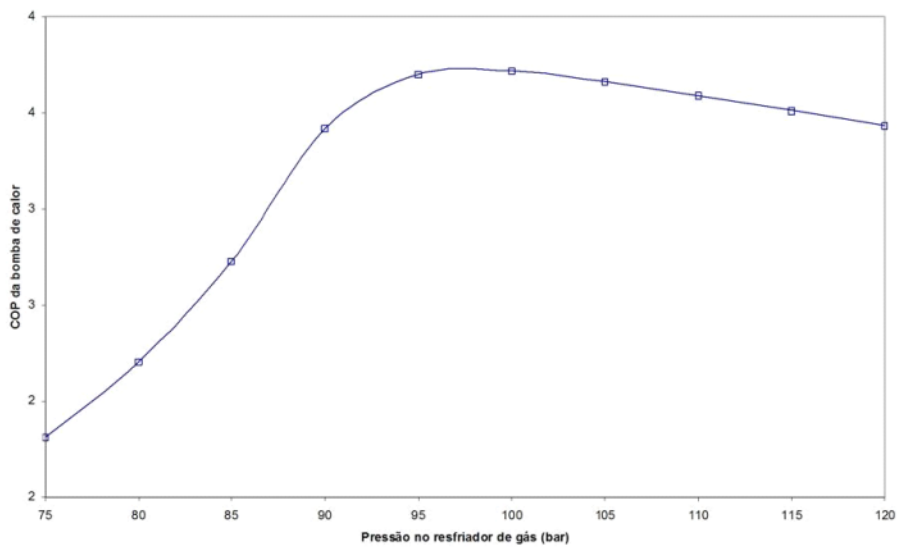
### 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Primeiramente foi realizada uma simulação onde a temperatura de evaporação foi fixada em 15°C (temperatura ambiente de 25°C), enquanto a pressão no resfriador de gás variou de 75 a 120 bares, tomadas a intervalos de 5 bares. Os respectivos coeficientes de performance da bomba de calor foram calculados através da seguinte relação:

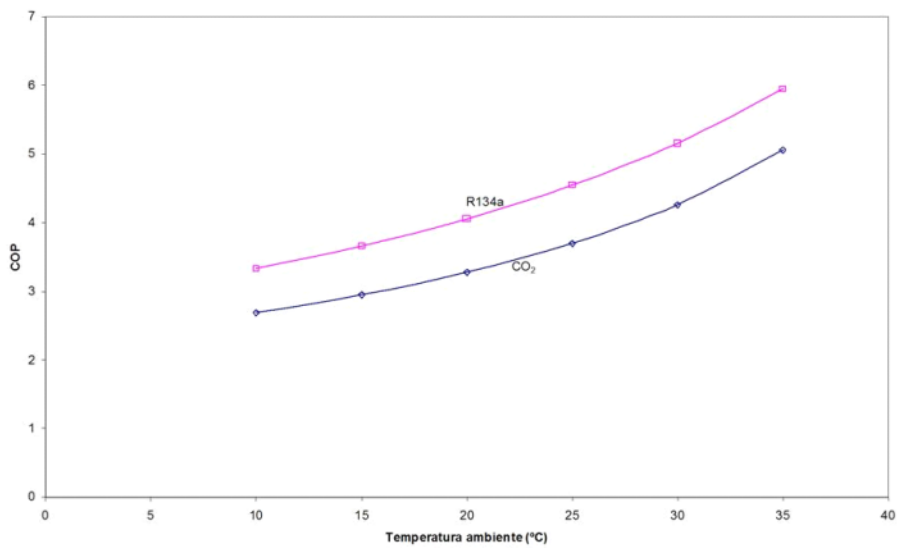
$$\text{COP} = \frac{\text{Efeito de aquecimento}}{\text{Trabalho de compressão}} = \frac{h_2 - h_1}{h_4 - h_1} \quad (14)$$

Os resultados obtidos foram representados graficamente, como mostra a Fig. 3. Observando esse gráfico, pode-se constatar a existência de uma pressão na qual o COP é máximo, e que é chamada pressão ótima de rejeição de calor. De fato, de acordo com outras simulações realizadas, constata-se que o valor dessa pressão ótima depende da temperatura do fluido na saída do resfriador de gás, da temperatura de evaporação e do rendimento do compressor. Esse comportamento contrasta com aquele de um ciclo padrão, uma vez que nesse o COP decresce monotonamente com o aumento da pressão de condensação. Esse comportamento é verificado porque a elevação da pressão de condensação representa um aumento percentual no trabalho do compressor mais significativo do que o aumento percentual obtido no efeito de aquecimento produzido no condensador da bomba de calor subcrítica segundo Stoecker (1982). O mesmo não ocorre para o ciclo transcrito de uma bomba de calor.

A outra simulação foi realizada para comparar o desempenho de bombas de calor funcionando com o fluido sintético R134a e o fluido natural R744. Nesse caso, foram consideradas as temperaturas ambientes de 10°C a 35°C, tomadas a intervalos de 5°C, implicando em temperaturas de evaporação de 0°C a 25°C. Nesse caso, a pressão no resfriador de gás foi fixada em 95 bares, valor no qual o desempenho da bomba de calor para o ciclo transcrito é o melhor, conforme foi constatado na simulação precedente. Para cada temperatura ambiente (e de evaporação), o coeficiente de performance foi calculado para os dois fluidos. Os resultados, mostrados no gráfico da Fig. 4, revelam que o coeficiente de performance do sistema operando com o refrigerante R134a é cerca de 15% maior do que o coeficiente associado ao refrigerante dióxido de carbono. Para o caso em que a bomba de calor opera acima ou abaixo da pressão ótima, a diferença entre as performances associadas a esses fluidos é ainda maior.



**Figura 3: Variação do COP da bomba de calor em função da pressão no resfriador de gás.**



**Figura 4: Variação do COP em função da temperatura ambiente para a bomba de calor funcionando com os fluidos R134a e o R744.**

O modelo foi rodado com os parâmetros de entrada compilados em Da Silva et. al. 2009 e os resultados são mostrados na Fig. 5. Pode-se observar que o modelo previu a vazão de maneira satisfatória apenas na região de baixa vazão, ou seja, para vazões menores que 10 kg/h.

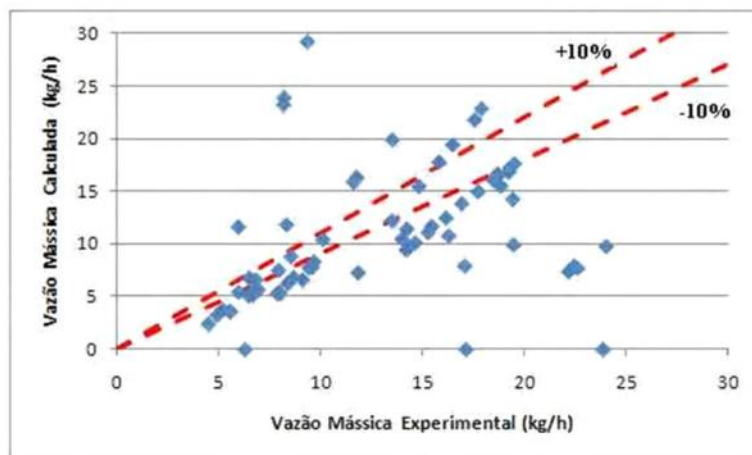
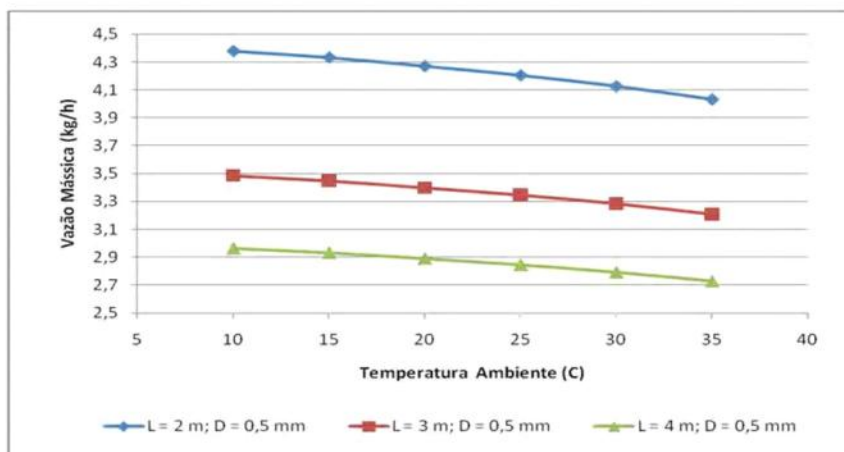
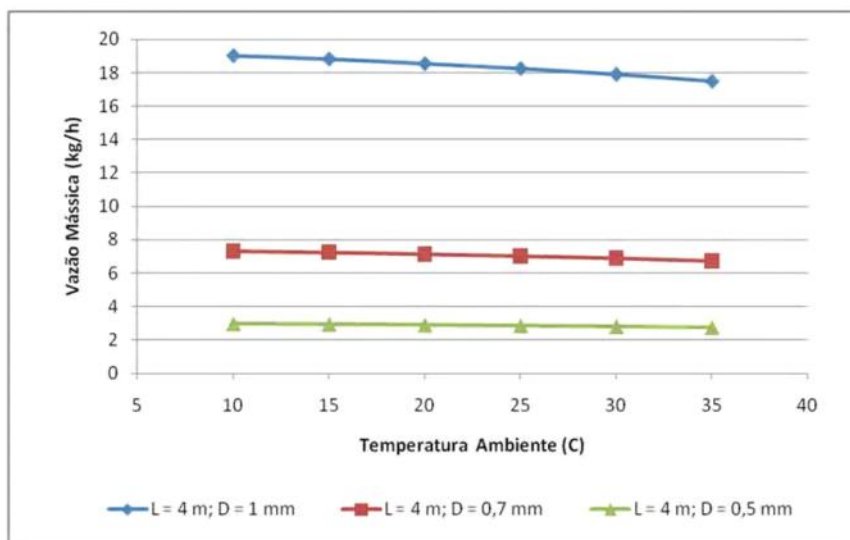


Figura 5: Comparação entre resultados do modelo proposto e medidas experimentais de Da Silva et. al. 2009.

Dessa maneira, será feita a simulação do comportamento de uma bomba de calor de CO<sub>2</sub> operando à pressão de 95 bares e temperatura de saída do resfriador de gás de 40° C. A temperatura ambiente será variada de 10° C a 35° C (incremento de 5° C), o comprimento e diâmetro do tubo capilar também serão variados. Os resultados são mostrados na Fig. 6.





**Figura 6. Variação da vazão mássica com a temperatura ambiente para várias combinações de comprimento e diâmetro interno do tubo capilar.**

Pode-se observar da Fig. (6) que, de maneira geral, a vazão tem uma leve queda com o aumento da temperatura ambiente. A diminuição do diâmetro e o aumento do comprimento do tubo capilar levam a uma diminuição significativa da vazão mássica requerida pelo sistema.

#### 4. CONCLUSÕES

Este trabalho revelou que o dióxido de carbono, operando em condições transcíticas, apresenta um coeficiente de performance que varia de forma não-monotônica com a pressão no resfriador de gás. Existe uma pressão ótima que maximiza o coeficiente de performance. Essa pressão é função da temperatura do fluido na saída do resfriador de gás, da temperatura de evaporação e de características do compressor. O coeficiente de performance de bombas de calor operando no ciclo transcítico do dióxido de carbono é inferior ao coeficiente referente a um fluido convencional usado no ciclo padrão de compressão de vapor. Como a opção de se usar o dióxido de carbono corre o risco de não ser viabilizada simplesmente a partir de argumentos em defesa do meio ambiente, torna-se importante pesquisar formas de melhorar o desempenho de uma bomba de calor que opera no ciclo transcítico a dióxido de carbono. Uma das estratégias para se garantir um desempenho satisfatório de bombas de calor transcíticas a CO<sub>2</sub> é trabalhar com pressões de alta próximas ao valor ótimo. Além disso, o uso de um trocador de calor extra, entre o resfriador de gás e o dispositivo de expansão, pode ser usado para aquecer o vapor saturado que sai do evaporador através de uma mistura bifásica coletada em um acumulador, de forma a se ter um grau de superaquecimento do vapor bem baixo na aspiração do compressor. Isso permitirá reduzir a energia consumida pelo compressor, favorecendo o crescimento do COP.

#### 5. REFERÊNCIAS

- Agrawal, N. and Bhattacharyya, S., 2008, "Carbon Homogeneous versus separated two phase flow model: Adiabatic capillary tube flow in a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump", *International Journal of Thermal Sciences*, No. 47, pp. 1555-1562.
- Agrawal, N. and Bhattacharyya, S., 2008, "Optimized transcritical CO<sub>2</sub> heat pumps: Performance comparison of capillary tubes against expansion valves", *International Journal of Refrigeration*, No 31, pp. 388-395.
- Cavallini, A. and Zilio, C., 2007, "Carbon Dioxide as a Natural Refrigerant". *International journal of low carbon technologies*, Vol 2.
- Da Silva, D. L., Hermes, C. J. L., Melo, C., Gonçalves, J. M., Weber, G. C., "A study of transcritical carbon dioxide through adiabatic capillary tubes", *International Journal of Refrigeration*, No 32, pp. 978-987.
- Gomes, L. F., 2003, "Estudo experimental e simulação de um tubo capilar operando em regime permanente", *Dissertação de mestrado da Universidade Federal de Minas Gerais*, Belo Horizonte, Brasil.
- Liao, S. M., Zhao, T. S., Jakobsen, A., 2000, "A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles", *Applied Thermal Engineering*, No 20, pp. 831-841.
- Neksa, P., "Carbon dioxide heat pump systems". *International Journal of Refrigeration*, No 25, pp. 421-427.



Stoecker, W. F. and Jones, J. W., "Refrigeration and Air Conditioning", Second Edition, MacGraw-Hill, 1982, 443 p.